

**Г.В. ВИШНЕВЕЦЬКИЙ**, професор, канд. техн. наук, **Т.С. ЗАПЕТРУК**

## ОПТИМАЛЬНІ ПАРАМЕТРИ ГОЛОВНИХ БАЛОК КРАНІВ

В данной статье рассмотрены вопросы выбора оптимальности конструкций главных балок кранов. Предложены конструкции главных балок кранов, которые имеют позитивные перспективы за счёт уменьшения их массы и увеличения жесткости.

Несівна металоко́нструкція крану попри те, що вона несе основну навантажу, тим самим несучи відповідність за безпеку експлуатації і може нести певну загрозу для персоналу, вона несе головну частку інформації про поточний рівень безпеки крану і про найголовніші техніко-економічні показники, наприклад, металомісткість крану, матеріаломісткість підкранових споруд тощо.

Відомо, що за гранично малого розсіяння енергії (дисипації) максимальні напруження в пружному елементі в разі миттєвого навантаження чи розвантаження вдвічі перевищують напруження робочого навантаження в статичі. Звичайно, реально коефіцієнт динамічності  $k_{дин} < 1,2$  але нікого не здивує  $k_{дин} = 1,4 \div 1,5$ .

Отже, три хвилі слабо затухаючих вільних коливань в ході одиничного підймання вантажу масою  $Q$  адекватні трьом циклам підймання у статичному режимі вантажу масою  $(1,2 \div 1,3)Q$ .

Цілком очевидно, що зменшення маси породжує збільшення “хиткості” крану. Щоправда, є певний резерв зменшення маси за деякого компромісного збереження жорсткості. Певного резерва зменшення маси головних балок за непропорційного зменшення жорсткості забезпечує діагональна побудова бокових стінок – трапецієвидний переріз балки. Більша жорсткість – менший період коливань, менша тривалість дії вільних коливань, перехідний процес може бути майже невідчутним.

Отже, досконалі кранові балки мають забезпечити високі власні частоти крану (програма-мінімум) і високі дисипативні властивості (програма-максимум).

Запишемо цільову функцію – різницю зведених витрат на 1 тону вантажу за базовим та проектним варіантами:

$$\Delta\Pi = \frac{1}{A} [(P_{БАЛ}^Б - P_{БАЛ}^{ПП})(1/T_{ОК} + a_M) + b_M^Б P_{БАЛ}^Б - b_M^{ПП} P_{БАЛ}^{ПП}] \quad (1)$$

Тут  $P_{БАЛ}^Б; P_{БАЛ}^{ПП}$  – вартість головної балки крану в базовому та проектному варіантах, у.о.;

$\alpha_{ОМ}, T_{ОК}$  – частка щорічних амортизаційних відрахувань на реновацію, у.о./рік та термін окупності, рік;

$A$  – річна вантажопереробка крану, Т/рік;

$b_M^Б; b_M^{ПП}$  – щорічні витрати, пов’язані з ремонтами головних балок для базового та проектного варіантів, у.о./рік.

Як бачимо, в формулі (1) фігурують дві величини -  $b_M^Б$  та  $b_M^{ПП}$ , визначення яких є дуже проблематичним. Справа в тім, що відмова головних балок внаслідок значних дефектів є явищем неординарним, яке відбувається:

надто часто, як будь-яке інше, що містить загрозу драматичних чи навіть трагічних наслідків;

дуже рідко, якщо його розглядати як чинника щорічних витрат.

Отже, нині треба орієнтуватися на інший критерій. Нам треба визначити комплекс геометричних параметрів головної балки, який би забезпечував потрібний запас міцності балки за мінімальної маси та максимально можливої жорсткості (вертикальної та горизонтальної) – як чинника довговічності та надійності.

Звичайно, йдеться не про абсолютні цифри показників маси та жорсткості, а про такі, що є віднесеними до відповідних показників балки базового крану, причому базова балка має бути такою, що сконструйована на підставі традиційних рекомендацій для балок традиційної конструкції.

Отже, критерій оптимальності комплексу параметрів

$$Cr = \frac{(a_v I / I_B + a_h I_h / I_{hB})}{M / M_B}, \quad (2)$$

де  $I$ ,  $I_B$  – моменти інерції перерізу проектованої та базової балки у вертикальній площині,  $m^4$ ;

$I_h$ ,  $I_{hB}$  – моменти інерції перерізу проектованої та базової балки у горизонтальній площині,  $m^4$ ;

$\alpha_v$ ,  $\alpha_h$  – вагові коефіцієнти, що визначають пріоритетність показників (орієнтовно  $\alpha_v=0,8 \div 0,95$ ;  $\alpha_h=0,2 \div 0,05$ );

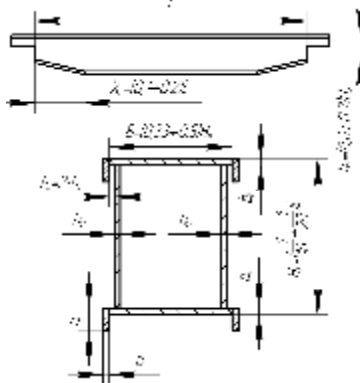
$M$ ,  $M_B$  – повна маса проектованої та базової балки, кг.

Традиційна конструкція балки – то прямокутний переріз із замкненим контуром в основній частині і дві скошених ділянки на кінцях – рис. 1.

Критерій оптимальності нами щойно визначений.

Обмеження стосуються величини напружень у небезпечному перерізі- в центрі прогона балки. Окремим обмеженням є забезпечення показника жорсткості в горизонтальній площині на рівні не нижче, ніж у базовому варіанті.

Застосування в якості головних балок відрізків стандартних прокатних профілів чи композицій із них не може претендувати на оптимальність: і за жорсткістю, і за металомісткістю такі балки є гіршими. Більш перспективними визнаються двотаврові композиції листових елементів. Але ті конструкції з незамкненим контуром перерізу практично безсилі проти крутних навантажень.



**Рисунок 1 – Традиційна конструкція балки з додатковими реберцями**

Відомо, що найголовнішим чинником крутних деформацій балок є нецентреність прикладання рухомого навантаження від коліс вантажного візка. За нормами відхилення осі підвізкової рейки від центральної осі балки обмежене 15 мм. Такий

завеликий допуск нехарактерний для машинобудування. Відкрита конструкція може мати багато варіантів, але одна ознака є незаперечною: пара вертикальних стінок мають передати свої функції одній вертикальній стінці і при тому втративши функції чинника горизонтальної жорсткості балки.

У найпростішому варіанті маємо балку, переріз якої показаний на рисунку 2. Дана конструкція недостатньо приваблива попри те, що вона є відкритою.

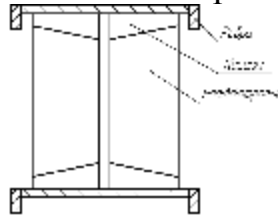


Рисунок 2 – Балка відкритої конструкції з напівдіаграмами

Досвід експлуатації головних балок двотаврового перерізу показує, що найбільш слабкою ланкою такої конструкції є вузол кріплення верхнього поясу з вертикальною стінкою: кромка стінки зминається, а зварні шви руйнуються. Водночас маємо традиційного чинника ризику руйнації швів між верхнім поясом та діафрагмами. Щоправда, у відкритій конструкції це порушення легко виявляється.

Наважуючись на оптимізацію проектних параметрів балки, не можемо обійти увагою особливостей дії ходових коліс візка на верхній пояс. Тож спробуємо суттєво зменшити чинника ризику руйнування зварних швів у верхній частині балки. На рис. 3а показаний варіант бездіафрагмової конструкції балки, на рис. 3б – комбінований варіант. Обидва варіанти різною мірою зменшують гостроту питання щодо порушень верхнього поясу під дією рухомого навантаження: в будь-якому разі деформативність верхнього поясу істотно зменшується, що поліпшує умови роботи зварних з'єднань. Наступним кроком має бути оптимізація параметрів головної балки відкритої конструкції з гофрованою стінкою. Розглянемо основного без діафрагмового варіанта.

Базовою є модель, розглянута в попередньому розділі.

Відмінність полягає в тім, що з моделі треба усунути все те, що стосується діафрагм (великих та малих) і вертикальних стінок.

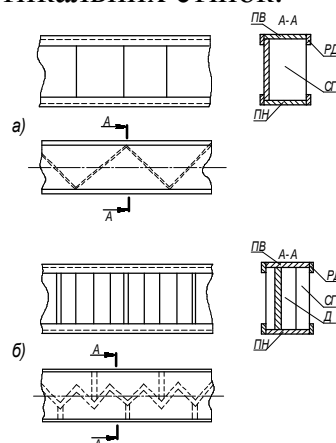


Рисунок 3 – Балка з гофрованою стінкою

а – бездіафрагмовий варіант, б – комбінований варіант

Отже, зменшуючи масу головної балки крану, ми повинні подбати про підвищення жорсткості конструкції (притому мають бути зменшені робочі напруження, тобто підвищений запас міцності), а також про підсилення впливу дисипативних чинників.

**Список літератури:** 1. *Martin Scheffler FORDERTECHNIK UND BAUMASCHINEN – Fordermaschinen.* 2. *Martin Scheffler FORDERTECHNIK UND BAUMASCHINEN – Grundlagen der Fordertechnik-Elevente und Triebwerke.* 3. *А.В.Вершинский* Исследование оптимальных металлоконструкций и деталей подъемно-транспортных машин: Изд. Саратовского ун-та, 1987. -112 с.

*Поступила в редколлегию 25.03.08*

УДК 621.86.87

**В. В. ОФИЙ**, доцент, канд. техн. наук, **П. П. ГОРБАКОВА**

## **К ВОПРОСУ О ПЕРЕКОСЕ ХОДОВЫХ КОЛЕС МОСТОВЫХ КРАНОВ**

Для того чтобы определить ходовые характеристики крана, нужно принимать во внимание не только закономерности замыкания сил между ходовым колесом и рельсом, условия осуществления процесса движения и ориентации направления крана, но также и возникающие при этом горизонтальные силы.

В более широкой практике понятие рельсовые краны, и, в частности, мостовые краны можно определить как транспортные средства с собственным приводом и рассматривать их как таковые. Но от классических рельсовых транспортных средств, например, таких как железнодорожные вагоны, их отличают, впрочем, почти все технические параметры. Кран имеет значительно более высокие значения колесных усилий (сил, действующих на колесо и рельс), другие контактные условия и соотношения в плоскости базы колес, но с другой стороны, значительно более низкие скорости передвижения, чем те, которые обычно имеют место в железнодорожной технике. Важнейшее, решающим образом влияющее на ходовые характеристики различие заключается в коэффициенте соотношения длины пролета крана к базе крана (расстоянию между осями колес концевой балки). У мостовых кранов его значения лежат в диапазоне от 2 до 8, что на порядок выше, чем у железнодорожных транспортных средств. Если называть мостовой кран транспортным средством, то из-за его пролета, в принципе, он является плохим транспортным средством.

Система колесо-рельс принципиально представляет собой неоднородную систему, т.к. при взаимодействии колеса и рельса имеют место не геометрические условия связи, а изменяемые во времени законы трения. Трение прокатывания состоит из трения качения с наложением трения скольжения; в зоне контакта прокатывающихся тел возникают сменяющие друг друга зоны сцепления и зоны скольжения и результирующие из этого упругое проскальзывание и упругое пробуксовывание. Подобные закономерности имеют место для относительных движений прокатывающихся тел в направлении, поперечном к направлению качения.

Важнейшими предпосылками для оптимального решения взаимозависимости горизонтальной силы и проскальзывания являются чисто упругие деформации, гомогенные, изотропные тела, равные и малые площади контакта и независимый от напряжения смятия коэф. трения. При этих предпосылках могут быть выведены